

⑯ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑯ 公開特許公報 (A)

平1-232182

⑯ Int.Cl.
F 04 B 27/08

識別記号
S-6907-3H

⑯ 公開 平成1年(1989)9月18日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全12頁)

④ 発明の名称 可変容量式斜板型圧縮機

② 特願 昭63-58690

② 出願 昭63(1988)3月11日

⑦ 発明者 宮川 和仁 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番1番地 日本電装株式会社内

⑦ 発明者 鈴木 誠一郎 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

⑦ 発明者 岩波 重樹 愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会社日本自動車部品総合研究所内

⑦ 発明者 小島 昭和 愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会社日本自動車部品総合研究所内

① 出願人 日本電装株式会社 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

① 出願人 株式会社日本自動車部品総合研究所 愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地

④ 代理人 弁理士 岡部 隆

明細書

1. 発明の名称

可変容量式斜板型圧縮機

2. 特許請求の範囲

(1) 内部にシリンダ室を有するシリンダブロックと、

このシリンダブロック内に回転自在に支持されたシャフトと、

このシャフトに懸動可能に連結し、シャフトと一体回転する斜板と、

前記シリンダ室に摺動自在に配設され、前記斜板にシューを介して係合し、前記斜板の懸動運動を受けて前記シリンダ室内を往復移動し、その両側の端部と前記シリンダ室内面との間で作動室を形成するピストンと、

前記斜板の中心点位置を回転自在に支持し、前記斜板の傾斜角度を変位させると共に、前記斜板の前記中心点位置を前記シャフトの軸方向に変位

させる支持部材と、

この支持部材を前記シャフトの軸方向に変位させ、前記斜板の傾斜角を前記斜板の回転中心位置とを変位させ、前記ピストンの一面側に形成された作動室においては、前記斜板の傾斜角変化に応じてデッドボリュームを増大させるようとする制御手段とを備え、

前記斜板と前記ピストン及び前記シューとの関係を

$$\left\{ -\frac{R^4 - R_{\circ}^4}{4} + \frac{H^2}{12} (R^2 - R_{\circ}^2) \right\}$$

$$\rho \pi H > \frac{1}{2} W, \cdot N \cdot L^2$$

但し、R : 斜板外周半径

R_o : 斜板内周半径

H : 斜板厚さ

ρ : 斜板密度

W, : ピストン及びシューの重量

N : ピストン本数

L : シャフト軸線とピストン軸線との距離

としたことを特徴とする可変容量式斜板型圧縮機。

3. 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

本発明は斜板型圧縮機の容量制御に関するものであり、例えば自動車用空調装置用の冷媒圧縮機として使用して有効である。

〔発明の背景〕

本発明者らは先に斜板型圧縮機の容量制御方式として、シャフトにより回転駆動される斜板がスプールの軸方向移動に応じてその傾きが減少し、ピストンのストロークを可変するという構成を提案した。特に斜板の中心をスプールの移動に同期して変位させるという構成とし、そのためピストンの一方側の作動室ではデッドボリュームの大幅な増加があるものの、他方側の作動室ではデッドボリュームの大幅な増加を伴うことなく徐々に容

るからである。

このスプールの変位量が最小値近傍の状態は、第1作動室50内に残っている圧力が減少している。一方、第2作動室60側はデッドスペースが生じないため、ピストン7の往復移動に応じて吸入圧と吐出圧との間で圧力が変動することになる。従って、このストロークが小さな状態であっても、第2作動室60内の圧力は吐出圧Pdまで上昇する。

次に、このスプール30のストロークが小さい状態におけるスラスト荷重についてさらに詳細に説明する。第3図はこの状態においてスプール30に加わる荷重状態を示したものである。図中F_{PSi}はピストン7の圧縮に伴う斜板10押さえ力の総和を示す。また図中F_{PN}はピン80に加わる力を示す。またP_sは吸入室74内の圧力を示し、P_cは制御圧室200内の圧力を示す。さらにこの圧力P_sおよびP_cによって発生するスラスト荷重をF_{PS}およびF_{PC}で示す。さらに図中F_B、F_S、F_Oはそれぞれ球面支持部10

量を低下させるようにする旨提案した。

従って、この本発明者らが先に提案した可変容量式斜板型圧縮機では、スプールの変位に応じて圧縮機の容量が連続的に制御されることになる。

〔発明が解決しようとする課題〕

この圧縮機は、第1図に示すように、制御圧室200空間の圧力を連続的に制御することによってスプール30のストローク量を良好に制御することができる。

しかしながら、本発明者等の実験検討によれば、スプール30のストロークが小さな領域においては、制御圧室200の圧力を下げていってもスプールが良好に変位しない状態があることが確かめられた。

これは、第2図に示すようにスプール30のストローク比が0.3、すなわちスプール30のストローク量が10mmとした場合、変位量0mm～3mmまでの領域においてはスプール30を第1図中左方向に押圧するのに要するスラスト荷重が負とな

7と斜板10との間の摩擦力、シャフト1とリアシャフト40との間の摩擦力及びスプール30とハウジング内面135との間の摩擦力を示す。この第3図より明らかのように、ある容量で作動している状態からスプール30をさらにその変位量が小さくなる方向、換言すれば図中右方向に変位させるためには

$$F_{PSi} + F_{PS} > F_{PN} + F_{PC} + F_B + F_S + F_O \quad \dots \dots (1)$$

が成立しなければならない。

ところが圧縮機の吐出容量が小さな状態では第1作動室50側の圧力があまり増加せず、一方第2作動室60側は吐出圧まで上昇可能であるため、F_{PSi}が小さな値となっている。従って上述の不等式が成り立たず、容量を下げられないことになる。

この不等式(1)を成り立たせるためには、式の右辺の第1項(F_{PN})の値を小さくするか、または式の左辺の第1項(F_{PSi})の値を大きくすることが考えられる。

しかしながら、 F_{PN} は吸入室 7 4 と制御圧室 2 0 0 との差圧によって生じられるものであり、この値を小さくすることは構造上困難である。すなわち制御圧室 2 0 0 内の圧力 P_c を吸入圧 P_s 以下にすることは困難である。さらに F_B 、 F_S 、 F_U はそれぞれ摩擦力であり、各部の摩擦係数を低下させることには限界がある。また、 F_{PSi} を変化させることは可能であるが、その為には、圧縮機側に特別な機構を追加しなければならず、実用上の困難を伴うことがある。

そこで、本発明者等は、上記圧縮機について更に検討を加え、他に不等式(1)に影響を及ぼす要因がないか考察した。その結果、本発明者らは、斜板の遠心力によるモーメント及びピストンの慣性力によるモーメントが不等式に影響を与えることを見出した。即ち、第 4 図に示すように、ピストン 7 の慣性力 F_P によるモーメント M_p は斜板 1 0 をより傾斜させる方向に働くのに対し、斜板 1 0 の遠心力 F_S によるモーメント M_s は斜板 1 0 の傾斜を小さくする方向に働くことに本発明者等

度、 g : 重力加速度である。

一方、第 6 図のように第 5 図と同じ座標系において、ピストン 7 の慣性力 F_P によるモーメント M_p を計算したところ、等間隔にピストン 7 が n 本配置したときのモーメントは、

$$M_p = \sum_{i=1}^n \left(\frac{W_p}{2g} \cdot \omega^2 \cdot 2L \cdot \tan \beta \cdot \cos^2 \left(\theta - (i-1) \frac{2\pi}{n} \right) \right) = \frac{W_p}{2g} \cdot \omega^2 \cdot L \cdot \tan \beta \cdot n \quad \dots \dots (3)$$

となる。ここで、 L : シリンダピッチ円半径、 W_p : シュート 1 8、1 9 を含んだ状態におけるピストン 7 の重量である。

上記の(2)式と(3)式とを対比すれば、共に角速度 ω^2 を含んでいるので、両式は角速度 ω の大きさに拘わらず比較可能であることが認められる。また、不等式(1)が問題となるのは、スプールストローカの小さい状態、即ち斜板 1 0 の傾斜角 β が小さい状態であり、この状態では、 $\sin \beta \cos \beta$ と、 $\tan \beta$ とはほとんど同一となる。従って、(2)、(3)

は着目した。尚、図中 M_g はシリンダ内圧力 F_P によるモーメント、 M_c はスプール 3 0 によるモーメント F_{PN} を示す。

そこで、本発明者等は、まず、斜板 1 0 の遠心力 F_s によるモーメント M_s を計算した。第 5 図のように Z 軸とシャフト 1 中心軸を一致させ、かつ、Y 軸が斜板 1 0 に含まれるようにして摩擦をとって計算したところ、Z 軸のまわりに斜板 1 0 が角速度 ω で回転するときの、斜板 1 0 全体による Y 軸まわりのモーメント M_s は、

$$M_s = \int_0^{\pi} \int_{R_o}^{R_e} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \left(-\frac{\rho \omega^2}{g} \Delta h \cdot \Delta r \cdot r \Delta \phi \cdot (r \cos \phi \cos \beta - h \sin \beta) (r \cos \phi \sin \beta + h \cos \beta) \right) \\ = \left\{ -\frac{R^4 - R_o^4}{4} + \frac{H^2}{12} (R^2 - R_o^2) \right\} \\ \frac{\rho \omega^2}{g} \pi H \sin \beta \cos \beta \quad \dots \dots (2)$$

となる。但し、ここで、 R : 斜板 1 0 の外周半径、 R_o : 斜板 1 0 の内周半径、 H : 斜板 1 0 の厚さ、 β : 斜板 1 0 の傾斜角、 ρ : 斜板 1 0 の密

度、 g : 重力加速度である。

式は、斜板 1 0 の傾斜角 β の大きさに拘わらず比較することが可能であることが認められる。本発明は、このような本発明者等の検討結果に基づいて案出されたもので、圧縮機吐出容量が最小となる部位にスプールが確実に変位できるようにすることを目的とする。

又、本発明は、圧縮機の運転状態に応じて、例えば圧縮機の高速回転時等には、吐出容量を最小とすることができるようにすることを目的とする。

〔構成及び作動〕

上記目的を達成するため、本発明では、斜板遠心力によるモーメント M_s を、特に斜板傾斜角 β の状態においてもピストン慣性力によるモーメント M_p より大きくするという構成を採用する。即ち、

$$M_s > M_p \\ \left(-\frac{R^4 - R_o^4}{4} + \frac{H^2}{12} (R^2 - R_o^2) \right) \frac{\rho \omega^2}{g}$$

$$\pi H \sin \beta \cos \beta > \frac{W p}{2 g} \omega^2 L^2 \tan \beta \cdot n$$

$$\left\{ - \frac{R^4 - R_o^4}{4} + \frac{H^2}{12} (R^2 - R_o^2) \right\} \rho \pi H >$$

$$\frac{1}{2} W p n L^2 \quad \dots \dots (4)$$

とする。

これにより、本発明では、上記(1)式の不等式を緩和でき、圧縮機の吐出容量を小容量側へ良好に制御可能となる。

〔実施例〕

以下本発明の一実施例を図に基づいて述べる。第1図は可変容量式斜板型圧縮機の縦断面図である。アルミニウム合金製のフロントハウジング4、フロントサイドプレート8、吸入弁9、フロントシリンドブロック5、リアシリンドブロック6、吸入弁12、リアサイドプレート11及びリアハウジング13はスルーボルト2によって一体的に固定された圧縮機の外殻を成している。シリンド

405に支持されている。球面支持部405はシャフト1上に摺動自在に支持されている。斜板10の側面にはスリット105が形成されており、一方、シャフト1のうち斜板10のスリット105と対向する面には平板部165が形成されている。そして、平板部165がスリット105内壁に面接触するようにして配置されることにより、シャフト1に与えられた回転駆動力を斜板10に伝えるものである。

また、斜板10両面側にはシェー18及びシェー19が摺動自在に配設されている。一方、フロントシリンドブロック5のシリンド64及びリアシリンドブロック6のシリンド64内にはピストン7が摺動可能に配されている。上述のようにシェー18及び19は斜板10に対し、摺動自在に取り付けられている。またシェー18及び19はピストン7の内面に対し、回転可能に係合している。従って、斜板10の回転を伴う摺動運動は、このシェー18及び19を介しピストンに往復運動として伝達される。尚、シェー18、19は斜

ブロック5、6には第7図に示すようにシリンド64(641～645)が夫々5ヶ所、各シリンド64が互いに平行になるように形成されている。図示しない自動車走行用エンジンの駆動力を受けて回転するシャフト1はペアリング3を介してフロントシリンドブロック5に回転自在に軸支されている。また、シャフト1に加わるスラスト力(図中左方向へ働く力)はスラスト軸受15を介してフロントシリンドブロック5で受けシャフト1の図中左方向への動きを規制している。

シャフト1の後端はペアリング14を介してリアハウジング13に回転自在に軸支されている。シャフト1の後端に働くスラスト力(図中右方向へ働く力)はスラスト軸受116を介してスプール30で受けている。スプール30はリアシリンドブロック6の円筒部65及びリアハウジング13の円筒部135内に軸方向摺動可能に配されている。

斜板10の中央部には球面部107が形成され、この球面部107は摺動可能な状態で球面支持部

板10上に組み付けられた状態で、外面が同一球面上にくるように形成されている。

前記シャフト1の平板部165には長溝166が設けられており、また、斜板10にはピン通し孔が形成されている。シャフト1の平板部165は斜板10のスリット105に配された後、ピン80及び止め輪によりピン通し孔とシャフト1の長溝166とに係止される。この長溝166内のピン80の位置により斜板10の傾きが変わるのであるが、傾きが変わると共に斜板中心(球面支持部405中心)の位置も変わる。すなわち、第1図中右側の第2作動室60においては、斜板10の傾きが変わってピストン7のストロークが変化しても、ピストン7の作動室60側の上死点は殆ど変わらずデッドボリュームの増加が実質的に生じないように長溝166が設けられている。一方、図中左方向の第1作動室50では斜板の傾きが変わると共にピストン7の上死点は変化するため、デッドボリュームも変化する。

本例では上述したように斜板10の傾斜角が変

動しても、ピストン7の第2作動室60側の上死点位置が変動しないような形状に長溝166が形成されている。従ってこの長溝166は厳密には曲線状となるが、実際の形成に当たってはほぼ直線の長溝で近似できることになる。さらに本例では長溝166の形成により平板部165の形状が過大となることがないように、長溝166はシャフト1の軸線上に配設されている。このように長溝166をシャフト1の軸線上に形成し、平板部165を小型化することは平板部165がピストン7の内側に配設されるタイプの斜板型圧縮機においては特に有効である。

図中符号21は軸封装置であり、シャフト1を伝って冷媒ガスや潤滑オイルが外部へ洩れるのを防いでいる。図中符号24は作動室50, 60に開口し、吐出室90, 93と連通する吐出口であり、この吐出口24は、吐出弁22によって開閉される。吐出弁22は弁押さえと共に図示しないボルトによりフロントサイドプレート8及びリアサイドプレート11に固定されている。図中符号

以上説明したとおり、本例圧縮機の構成は本発明者等が先に提案したものと同様となっているが、本例では、斜板10の遠心力に伴うモーメントMsがピストン7の慣性力に伴うモーメントMpより大きくなるよう、斜板10の形状(R, R0, H)材質(ρ)及びピストン7の配置位置(L)、重量(Wp)を定めている。即ち、本例では、

$$\left(-\frac{R^4 - R_0^4}{4} + \frac{H^2}{12} (R^2 - R_0^2) \right) \rho \pi H > \frac{1}{2} W_p n L^2 \quad \dots \dots (4)$$

となるように斜板10、ピストン7及びシャー18, 19が定められている。

次に、上記構成よりなる圧縮機の作動について述べる。図示しない電磁クラッチが接続され、シャフト1にエンジンからの駆動力が伝えられると圧縮機は起動する。

この起動が、圧縮機の停止後長時間経過した後に行われた場合には、冷凍サイクル内の圧力が均圧化することにより吸入室74と吐出室93

25は作動室50, 60と吸入室72, 74とを連通する吸入口で、吸入弁9によって開閉される。

図中符号400は制御圧空間200内圧力を制御するための制御弁である。制御弁400の一方は低圧導入通路97によりリア側の吸入空間74と結ばれている。また、他方は絞り99及び高圧導入通路96を介して吐出空間93と結ばれると共に、制御圧通路98を介して制御圧室200と結ばれている。

図中フロント側の吐出空間90は、シリンダブロック5に形成された吐出通路により吐出ポートに導かれ、又、リア側の吐出空間93はシリンダブロック6に形成された吐出通路により吐出ポートに導かれている。吐出ポートは外部配管95により連結されるため、吐出空間90と吐出空間93内圧力は同一圧力である。またフロント側の吸入空間72は吸入通路71によりハウジング中央部に形成された吸入空間70に導かれ、同様にリア側の吸入空間74も吸入通路73により吸入空間70に導かれている。

との間に大きな圧力差は生じなくなっている。従って、制御圧室200内の制御圧と吸入室74内の圧力との間にも大きな差はなく、スプール30はスプリング900の付勢力により第1図中右方向に変位している。

この状態では球面支持部405も第1図中右方向に最大変位していることとなり、斜板10の傾斜角は最小となっている。従って、斜板の傾斜に伴う慣性モーメントも最小となり、ピストン7の往復ストロークも最小である。

このような状態でシャフト1が回転を開始すると、シャフト1の回転は斜板10を介してピストン7を往復駆動することになる。このピストン7の往復運動に伴い作動室60内で冷媒の吸入、圧縮、吐出が行われることになる。

そしてこの場合、リア側の作動室60とフロント側の作動室50との圧力差に基づく力がピストン7およびシャー18, 19を介して斜板10に加わることになる。特に斜板10は球面支持部405によって慣性自在に支持されており、かつス

リット105と平板部165との嵌合によりシャフト1の回転力を受けるようになっているため、ピストン7に加わる力が斜板10の傾斜角を減少させる方向にモーメントとして作動することになる。

例えば第7図に軸線X上にピン80が位置している状態では、第1シリング空間641に配設されているピストンからは斜板10に対し傾斜角を変動させるモーメントは発生しない。しかしながら第2乃至第5のシリング空間642、643、644、645に配設されたピストン7からは、斜板10の傾斜角を減少させる方向に回転モーメントが発生する。この回転モーメントは、ピン80周りに生ずるモーメントによって受けられることになる。またこのピストン7により発生する回転モーメントは、球面支持部405に対し押圧力を加えることになる。

その結果、球面支持部405およびスプール30が図中右方向に変位し、斜板10はその傾斜角を小さくする。ただ、斜板10はシャフト1の長

ドボリュームが大きいため、リア側の第2作動室60よりも圧縮比が小さく、第1作動室50内の冷媒ガスの圧力が吐出空間90内圧力（リア側第2作動室60の吐出圧力が導かれている）よりも低く、フロント側第1作動室50での冷媒ガスの吸入、吐出作用は行われない。

圧縮機の起動時には、上述したように圧縮機吐出容量を最小容量とする。しかし冷凍サイクルより要求される圧縮機の能力が高い場合には、吸入圧力も設定圧力より高くなり、それに応じ制御弁400は制御圧通路98と低圧導入通路97との間を遮断する。その状態では制御圧室200は絞り99を介し、高圧導入通路96と連通している。従って、このように低圧導入通路97との間が遮断された状態では、制御圧室200には高圧導入通路96より受ける吐出圧の影響が大きくなり、制御圧室200内の圧力は上昇してくる。

そのため、スプール30に対し、圧力差により図中左方向へ働く力（制御圧室200と吸入空間74との圧力差による）は圧縮機の回転に伴い次

溝166にピン80によって規制されているため、斜板10は傾きを減少すると共に、斜板10の中心にある球部405に対し図中右方向に力を与え、球部405を右方向へ移動させる。球面支持部405に働く図中右方向の力はスラスト軸受16を介してスプール30に伝えられ、スプール30はリアハウジング13の底部に当たるまで移動する。この状態では圧縮機の吐出容量が最小となる。

そして、図示されない吸入ポート（冷凍サイクルの蒸発器につながる）より吸入される冷媒ガスは、中央部の吸入空間70へ入り、次いで吸入通路73を通り、リア側の吸入室74へ入る。その後、ピストン7の吸入行程において、吸入弁12を介して吸入口25より作動室60内へ吸入される。吸入された冷媒ガスは圧縮行程で圧縮され、所定圧まで圧縮されれば吐出口24より吐出弁22を押し開いて吐出室93へ吐出される。高圧の冷媒ガスは吐出通路を通り、吐出ポートより冷凍サイクルの図示しない凝縮器に吐出される。

この際、フロント側の第1の作動室50はデッ

第に上昇する。そして、この力が前述した球面支持部405を図中右方向へ押す力に打ち勝つと、スプール30は次第に図中左方向へ移動し始める。そしてシャフト1の長溝166とピン80の作用により斜板10はその回転中心（球面支持部405）を図中左方向へ移動しつつその傾きを大きくしてゆく。更に制御圧室200内圧力が上がってゆくと、スプール30はその肩部305がリアサイドプレート11に当たるまで図中左方向へ移動し、最大容量状態を実現する。この状態では、図示されない吸入ポートより吸入される冷媒ガスは中央の吸入空間70に入り、吸入通路71及び73を通ってそれぞれ吸入室72及び74へ流入する。そして、吸入行程では吸入口25より吸入弁9及び12を介して、それぞれ作動室50及び60へ入り、次いでピストン7の変位と共に圧縮され、吐出口24より吐出弁22を介して、それぞれ吐出空間90及び93へ入り、吐出通路91及び94を通り吐出ポート92及び95より吐出され、外部配管で合流するものである。この状態で

は作動室50及び作動室60共に冷媒ガスの吸入、吐出作用を行っている。

ここで、本例ではスプール30を変位させるための高圧圧力を吐出室93の下部より採るようにしているため、この制御圧力により同時に可変機構の潤滑が行われることになる。即ち、吐出室の下部には圧縮機の潤滑油が高濃度で貯えられることとなっているので、この部位より制御圧を導入すれば、高濃度に潤滑油を含む冷媒がスプール30側へ供給されることになり、スプール30等の摺動がより円滑となる。

また、第11図、第12図に示すように制御弁400を介して吐出室93下部とシャフト1後端部60とを結ぶ給油通路601を設けるようにしてもよい。これにより、圧縮機の摺動部、回転部の潤滑がより円滑となる。

第8図中実線aは本発明による可変容量式斜板型圧縮機のピストンストロークと圧縮機容量との関係を表す図である。本例による容量制御方式は斜板10の傾きを変えることにより、ピストン7

見ることができる(し \propto l)。

さて、第8図中実線部aが本発明による圧縮機の容量変化特性であるが、スプール30の移動量l~e区間においては、容量は実線aの如く変化し、図中細線fのようにスプール移動量に対し、圧縮機容量がリニアに変化するものに対し勾配が急なため制御性が劣るが、スプール変位量e~0区間においては容量は図中実線a₂の如く変化し、勾配は細線fよりも緩やかとなり、特に低容量時の制御性に優れるものである。

しかも、本例の圧縮機では、斜板10の遠心力に伴うモーメントM_sをピストン7の慣性力によるモーメントM_pより大きくしているため、スプール30を圧縮機最小容量側へ確実に変位制御できる。

第9図中一点鎖線AはM_p > M_sとした圧縮機におけるスプール30の変位域を示し、実線Bは本例に係るM_p < M_sとした圧縮機におけるスプール30の変位域を示すが、図より明らかなように、本例のものでは変位域を圧縮機の最少容量側

のストロークを変えると共に斜板10の中心位置をも変えるため、リア側第2作動室60ではピストンストロークの減少によるデッドボリュームの増加は殆どない。そのため、一点鎖線bに示すように、ピストンストロークに応じて吐出容量は漸減する。逆にフロント側第1作動室50ではピストンストロークの減少につれてデッドボリュームが増大するものであり、デッドボリュームの増加により圧縮比が低下し、吐出容量は第8図中破線cで示すように急激に減少する。そして、フロント側作動室50での最高圧力(吐出圧力)が作動室60での吐出圧力よりも低くなった時点(第8図中d点)でフロント側作動室50の吸入、吐出作用が行われなくなり、リア側作動室60だけで冷媒ガスの吸入、圧縮、吐出作用が行われる。

なお、このピストンストロークはスプール30の移動量に殆ど比例するものであり、第1図中スプール30が図中右方向へ行ききった状態を0、図中左方向へ行ききった状態をlとすれば第8図のようにスプールの移動量と圧縮機容量の関係を

に拡大することができる。

しかも、本例による効果は、斜板10の回転速度が大きくなっている状態でより顕著となる。即ち、前述の(2)式・(3)式の関係よりM_s > M_pは回転速度 ω に拘わらず常に達成されるのであるが、そのモーメントの差|M_s - M_p|は回転速度 ω の増大に応じて大きくなることが認められる。

ここで回転速度 ω が大きな状態とは圧縮機が高速回転している状態であり、この状態では通常圧縮機に要求される吐出容量が小さくなっている。それゆえ、本例の圧縮機ではこのような状態で圧縮機の吐出容量を確実に減少させることが可能となり、その実用的価値は高いものである。また、この圧縮機の高速回転状態は、自動車の加速状態に符号するが多く、その様な状態で圧縮機吐出容量を低減できるのは、自動車走行用エンジンに加わる負荷低減となり、加速性能の向上という効果も併せて有する。

尚、上述の例では斜板10、ピストン7の材質、形状等の工夫でM_s > M_pを達成したが、必要に

応じて斜板10に加わるモーメント M_s を増大する手段もしくはピストン7に加わるモーメント M_p を減少する手段を付加するようにしてもよい。

第10図図示例では斜板10にバランスウェイト500、501を付加して、斜板10の遠心力によるモーメント M_s を大きくするようにしている。また、ピストン7をより軽質な材料で作成したり、肉ぬすみを設けたりして、ピストン7の慣性力によるモーメント M_p を低減してもよい。

〔発明の効果〕

以上説明したように、本発明の圧縮機では回転に伴いピストン、斜板に生じるモーメントを適宜設定したため、圧縮機の吐出容量の制御がより確実、かつ良好に行われるという効果を有する。

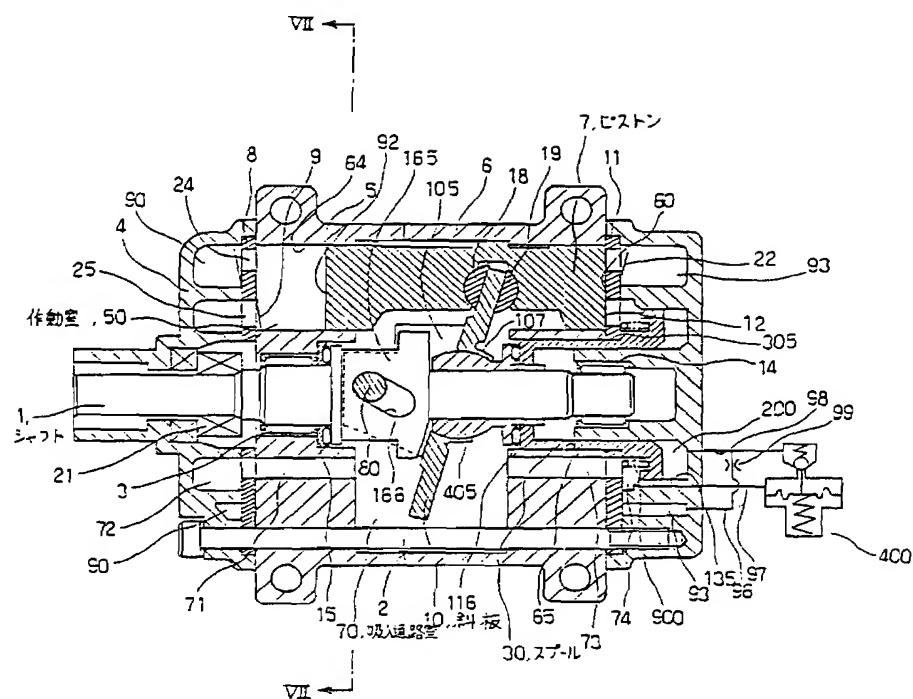
4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明に係る圧縮機の一例を示す断面図、第2図は第1図図示圧縮機に係るスプール変位を示す説明図、第3図は第1図図示圧縮機に係る

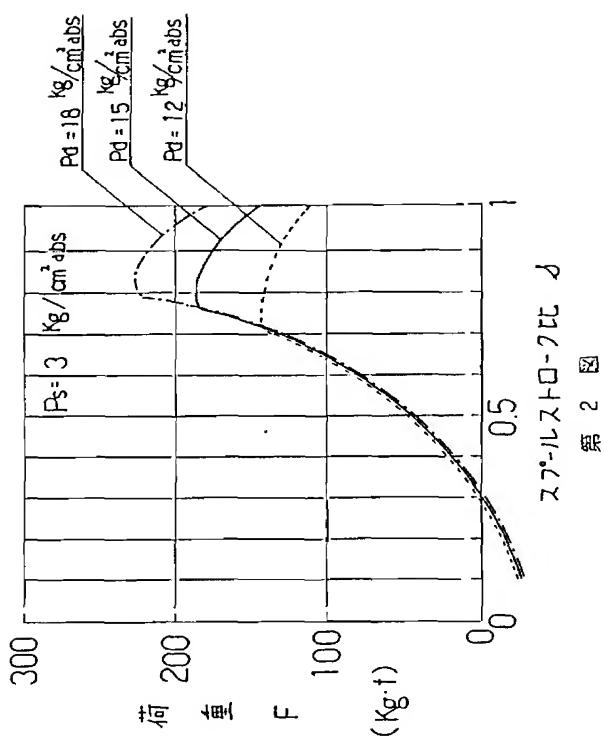
荷重状態を示す説明図、第4図は第1図図示圧縮機に係る荷重状態を示す説明図、第5図は第1図図示斜板に係る座標を示す説明図、第6図は第1図図示ピストンに係る座標を示す説明図、第7図は第1図のVII-VII線に沿う断面図、第8図は第1図図示圧縮機の吐出容量とスプール変位との関係を示す説明図、第9図は第1図図示圧縮機に係るスプール変位を示す説明図、第10図は本発明圧縮機の他の例を示す断面図、第11、12図は給油通路を設けた圧縮機を示す断面図である。

1…シャフト、7…ピストン、10…斜板、50、60…作動室。

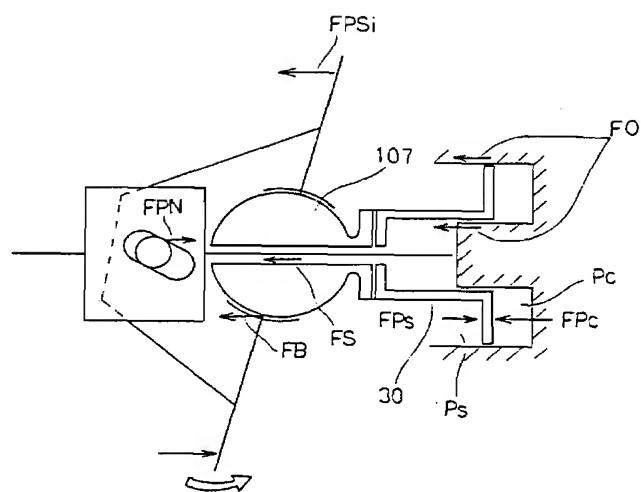
代理人弁理士 岡 部 隆



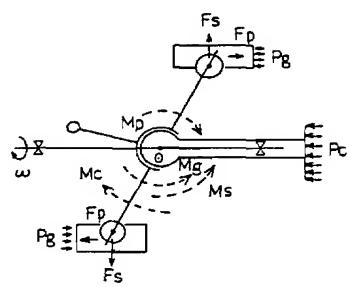
第 1 図



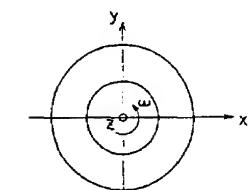
第 2 図
スプロットローフル



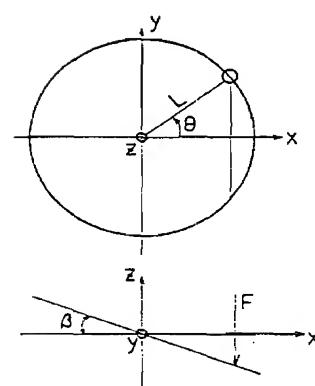
第 3 図



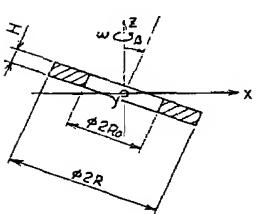
第 4 図

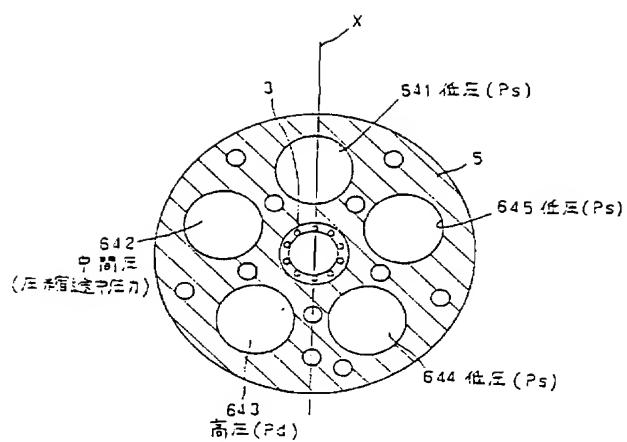


第 5 図

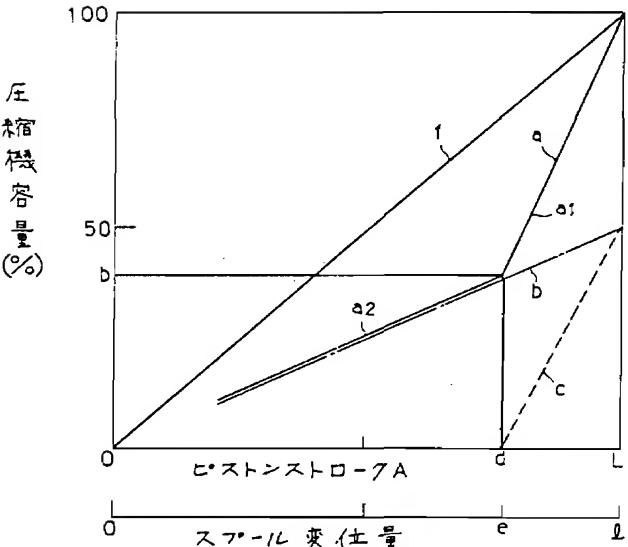


第 6 図

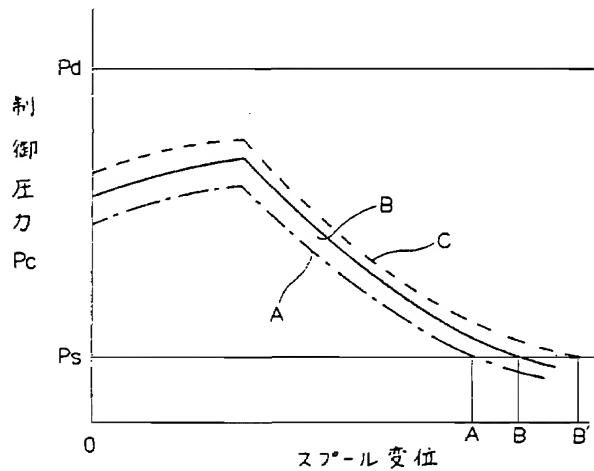




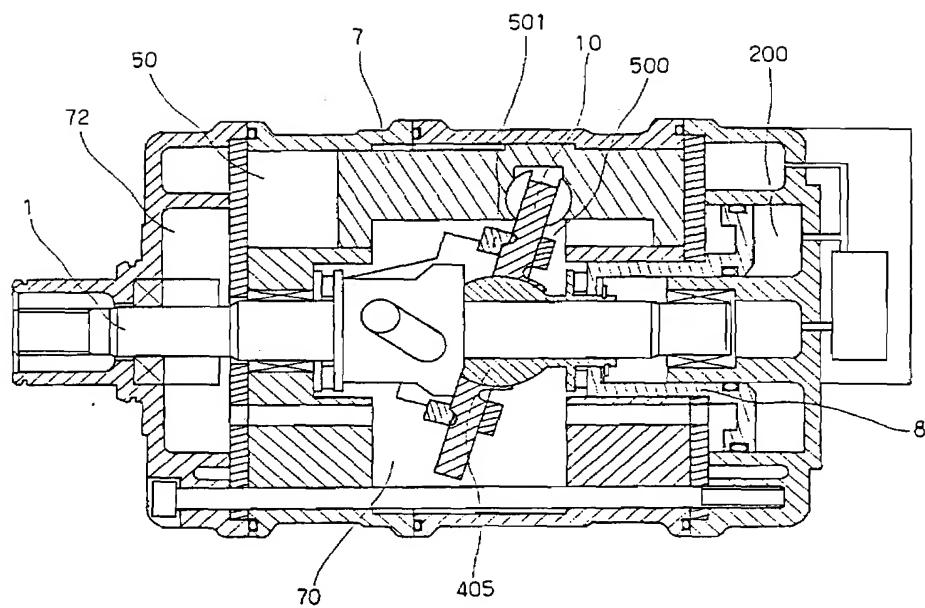
第 7 図



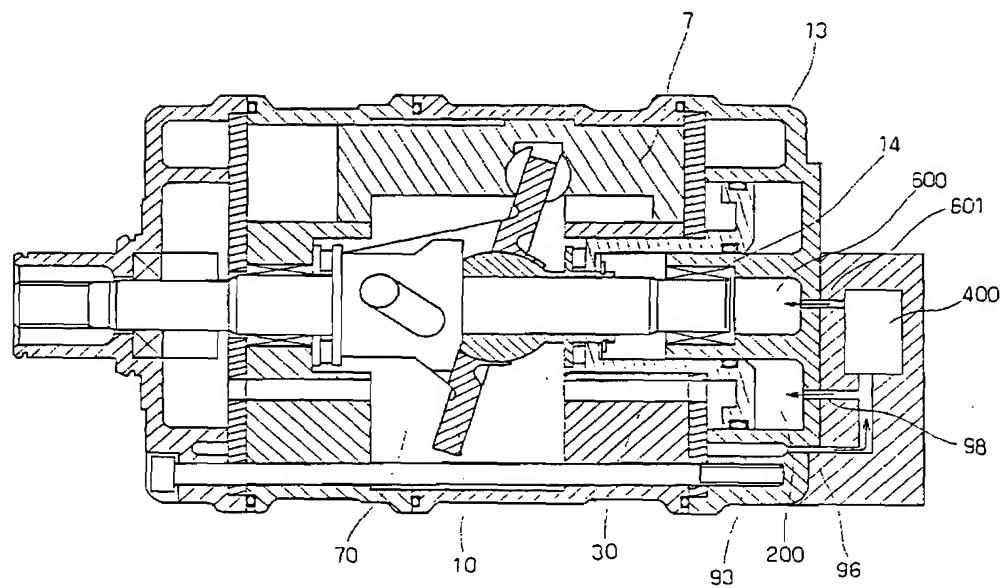
第 8 図



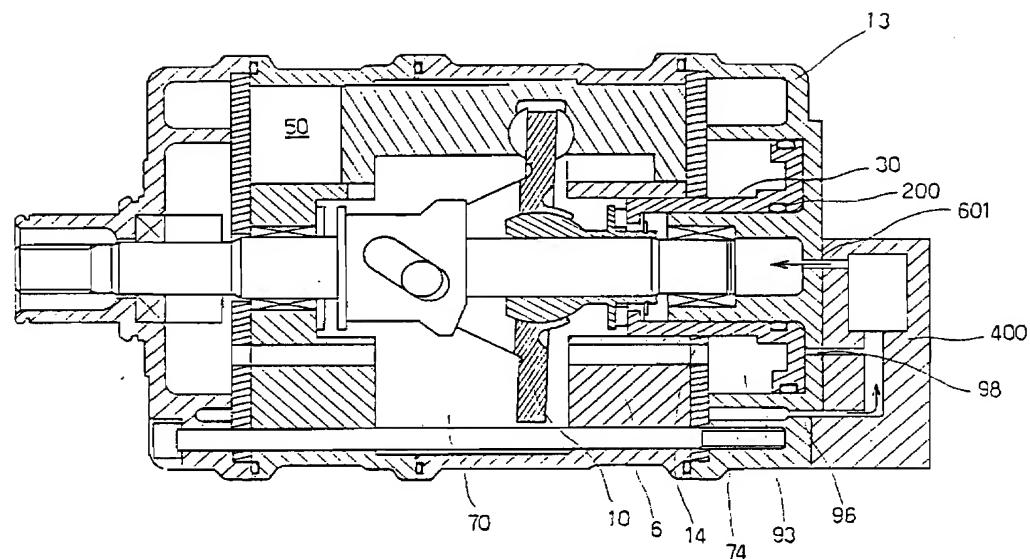
第 9 図



第 10 図



第 11 図



第 12 図